

Arbeitsblatt AGFW FW 313

Berechnung der thermischen Verluste von thermischen Energiespeichern

Calculation of Thermal Losses of Thermal Energy Storages

November 2015

Verkaufspreis der Druckfassung:

EUR 50,00 zzgl. MwSt. - für AGFW-Mitglieder

EUR 100,00 zzgl. MwSt. - für Nichtmitglieder

© AGFW, Frankfurt am Main

Herausgeber:

AGFW | Der Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK e. V.

Stresemannallee 30

60596 Frankfurt am Main

Telefon +49 69 6304-293

Telefax +49 69 6304-455

E-Mail info@agfw.de

Internet www.agfw.de

Jede Art der Vervielfältigung, auch auszugsweise, ist nur mit Genehmigung des AGFW gestattet.

Vertrieb:

AGFW-Projektgesellschaft für Rationalisierung, Information und Standardisierung mbH

Stresemannallee 30

60596 Frankfurt am Main

Telefon +49 69 6304-416

Telefax +49 69 6304-391

E-Mail info@agfw.de

Internet www.agfw.de

Vorbemerkungen

Thermische Energiespeicher dienen der zeitlichen Speicherung von Wärme oder Kälte auf unterschiedlichsten Temperaturniveaus. Im Bereich der KWK ermöglichen Wärmespeicher die flexible Umschaltung von wärmegeführtem auf stromgeführten Betrieb, da Wärmebedarf und Wärmeerzeugung zeitlich entkoppelt werden können. Diese zusätzliche Flexibilität trägt zu einer besseren Vereinbarkeit des Ausbaus der Erneuerbaren Energien und der Kraft-Wärme-Kopplung bei.

Der Gesetzgeber fördert den Neubau von thermischen Energiespeichern im Zusammenhang mit der Kraft-Wärme-Kopplung daher seit der KWK-Gesetzesnovellierung im Jahre 2012. Die Förderung beträgt gemäß § 23 Absatz 1 KWKG 2016 250 € pro m³ Wasseräquivalent und ist unter anderem an die Bedingung geknüpft, dass die mittleren thermischen Verluste weniger als 15 Watt je Quadratmeter Behälteroberfläche betragen.

Bisher wurde der Nachweis der thermischen Verluste durch einen Leitfaden des Bundesamts für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA) beschrieben und Vorschläge zur Berechnung gegeben. Mit dem hier vorliegenden Arbeitsblatt AGFW FW 313 wird nun eine darauf aufbauende einheitliche Rechenmethodik vorgestellt und beschrieben, um die Berechnung der jahresmittleren thermischen Verluste im regulären Betrieb durchzuführen und den Nachweis der Einhaltung des Grenzwertes zu erbringen.

Inhalt

Seite

1	Anwendungsbereich	5
2	Gesetzliche Vorgaben und Technische Regeln (auszugsweise)	5
3	Erläuterungen	5
3.1	Speichertypen	5
3.2	Temperaturen	6
3.3	Volumina	7
3.4	Wasseräquivalent	7
4	Berechnung des mittleren flächenbezogenen Wärmeverluststroms von Wärmespeichern	8
4.1	Daten zur Berechnung	8
4.2	Berechnungsablauf	8
4.2.1	Mittlerer flächenbezogener Wärmeverluststrom	8
4.2.2	Berechnung der Wärmeverluste	8
4.2.3	Druckbehaftete Speicher	12
4.2.4	Zweizonenspeicher	12
4.2.5	Umnutzung bestehender Behälter, anderer Geometrien	12
5	Berechnung des mittleren flächenbezogenen Wärmeeintragsstroms in Kältespeichern	13
6	Nomenklatur	14
7	Literatur	17
Anhang 1	Beispielrechnung des mittleren flächenbezogenen Wärmeverluststroms für einen drucklosen Großspeicher (atmosphärischer Speicher) (informativ)	18
Anhang 2	Berechnung geometrischer Kenngrößen (informativ)	26
Anhang 3	Wärmeleitkoeffizienten λ ausgewählter Stoffe aus [2] (informativ)	28
Anhang 4	Ausgewählte Stoffdaten (informativ)	29
Anhang 5	Bestimmung des Wärmedurchgangswiderstandes an Trapezflächen (informativ)	30
Anhang 6	Verschiedene Ausführungen von Druckspeichern (informativ)	32
Anhang 7	Berücksichtigung von Windeinfluss (informativ)	33
Anhang 8	Nußelt-Zahlen für den Wärmeübergang „Wand-Luft“ (informativ)	35
Anhang 9	Ablaufschema zur Berechnung der thermischen Speicherverluste (informativ)	37
Anhang 10	Ablaufschema zur Berechnung des Einflusses der Bodenplatte mit Randdämmung (informativ)	38
Anhang 11	Beispielrechnung zum drucklosen Wärmespeicher aus Anhang 1 (informativ)	39
Anhang 12	Beispielrechnung zur Berücksichtigung der Bodenplatte zum drucklosen Speicher aus Anhang 1 (informativ)	40

1 Anwendungsbereich

Das vorliegende Arbeitsblatt gilt für die Berechnung der äußeren jahresmittleren thermischen Verluste von thermischen Verdrängungsspeichern im regulären Betrieb.

Informative Anmerkungen als Hinweise und Empfehlungen sind entsprechend ausgewiesen und zur optischen Unterscheidung kursiv dargestellt. Informative Anmerkungen sind nicht verbindlicher Teil des Arbeitsblattes.

2 Gesetzliche Vorgaben und Technische Regeln (auszugsweise)

Die folgenden zitierten Dokumente sind für die Anwendung dieses Arbeitsblattes erforderlich. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

KWKG 2016 (Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz) vom 1. Januar 2016

Gesetz für die Erhaltung, die Modernisierung und den Ausbau der Kraft-Wärme-Kopplung

DIN V 18599-10:2011-12

Energetische Bewertung von Gebäuden - Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung - Teil 10: Nutzungsrandbedingungen, Klimadaten

DIN EN 12831

Heizungsanlagen in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast

DIN EN ISO 13370:2007

Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden – Wärmeübertragung über das Erdreich - Berechnungsverfahren (ISO 13370:2007); Deutsche Fassung EN ISO 13370:2007

3 Erläuterungen

3.1 Speichertypen

Generell kann zwischen zwei Arten von Verdrängungsspeichern unterschieden werden, die sich nach dem vorherrschenden Druckniveau und der korrespondierenden Siedetemperatur aufteilen lassen.

In atmosphärischen Speichern befindet sich das Speichermedium Wasser ohne Berücksichtigung des durch die Wassersäule verursachten Drucks auf Umgebungsdruckniveau. Um eine Verdampfung auszuschließen, sind Maximaltemperaturen von 98°C nicht zu überschreiten.

In druckbehafteten Speichern hingegen steht das Speichermedium Wasser auch ohne Berücksichtigung der durch die Wassersäule verursachten Auflastung unter hohem Druck, so dass höhere Maximaltemperaturen im Speicher zugelassen werden können.

Sogenannte Zwei-Zonen-Speicher stellen eine Sonderform der atmosphärischen Speicher dar. Hierbei besteht der Speicher aus zwei baulich getrennten Bereichen, wobei die Druckauflastung der Wassersäule des oberen Bereichs dazu genutzt wird, um im unteren Speicherbereich eine Maximaltemperatur >98°C zu realisieren. Dieser Speichertyp lässt sich aber trotz einer höheren Maximaltemperatur ohne Druckbehälter realisieren.

3.2 Temperaturen

Die Maximaltemperatur t_{max} des Speichermediums ist die höchste Temperatur des Speichermediums unter Auslegungsbedingungen des Betriebs¹. Einheit in [°C].

Die Minimaltemperatur t_{min} des Speichermediums entspricht der niedrigsten Temperatur des Speichermediums unter Auslegungsbedingungen des Betriebs. Einheit in [°C].

Die arithmetische Mitteltemperatur $t_{sp,m}$ des Speichermediums errechnet sich aus

$$t_{sp,m} = \frac{t_{max} + t_{min}}{2} \quad \text{Formel 1}$$

Die mittlere Außentemperatur $t_{a,m}$ wird als Referenztemperatur benötigt, um die Temperaturdifferenz zwischen dem Speichermedium und der Umgebung berechnen zu können. Sie ist je nach Einsatzfall unterschiedlich definiert und in Tabelle 1 aufgeführt:

		$t_{a,m}$
Wärmespeicher	Mittlere Außenlufttemperatur ²	9,5 °C
Kältespeicher im Sommerbetrieb	Mittlere Außenlufttemperatur ³	18,1 °C
Bei Aufstellung in geschlossenen Innenräumen	Mittlere Raumtemperatur in beheizten Nebenräumen ⁴	15 °C

Tabelle 1: Definitionen der mittleren Außentemperaturen $t_{a,m}$

Die mittlere Dämmschichttemperatur $t_{D,m}$ berechnet sich als arithmetischer Mittelwert aus der Speicherbetriebstemperatur und der mittleren Außentemperatur an der jeweiligen Einzelfläche. Sie wird für die Bestimmung der temperaturabhängigen Wärmeleitkoeffizienten benötigt.

$$t_{D,m} = \frac{t_{sp} + t_{a,m}}{2} \quad \text{Formel 2}$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ aller Materialien ist temperaturabhängig, wobei dies vor allem bei der Dämmung von merkbarem Einfluss ist.

Die Temperaturabhängigkeit der Dämmmaterialien lässt sich den Herstellerangaben entnehmen. In den hier dargestellten Beispielrechnungen wird die Wärmeleitfähigkeit nach [4] berechnet, wobei eine lineare Abhängigkeit von der Temperatur angenommen wird. Es gilt:

$$\lambda = \lambda_0 + a \cdot t_{D,m} \quad \text{Formel 3}$$

$$\text{mit } \lambda_0 = 0,037 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \text{ und } a = 2 \cdot 10^{-4} \frac{\text{W}}{\text{mK} \cdot ^\circ\text{C}} \text{ für Mineralwolle}$$

¹ Unter Auslegungsbedingungen des Betriebs werden reale Betriebstemperaturen des Speichersystems verstanden. Auf behördliche Nachfrage kann ein Nachweis mittels eines Messprotokolls angefordert werden

² gemäß DIN V 18599:10:2011-12 Referenzort Potsdam als Referenzklima

³ gemäß DIN V 18599:10:2011-12 Referenzort Potsdam als Referenzklima, meteorologischer Sommer von 1. Juni bis 31. August

⁴ Norminnentemperatur von beheizten Nebenräumen gemäß DIN EN 12831

3.3 Volumina

Das Bruttovolumen V_B eines thermischen Speichers ist das von den inneren Mantelflächen eingenommene Volumen.

Das Nutzvolumen V_N ist der Teil des Bruttovolumens, der für die Wärmespeicherung effektiv zur Verfügung steht (siehe Abbildung 1). Das Nettovolumen entspricht dem Bruttovolumen abzüglich konstruktiv nicht nutzbarer Volumina, z.B. Volumen unterhalb der unteren Ladeebene.

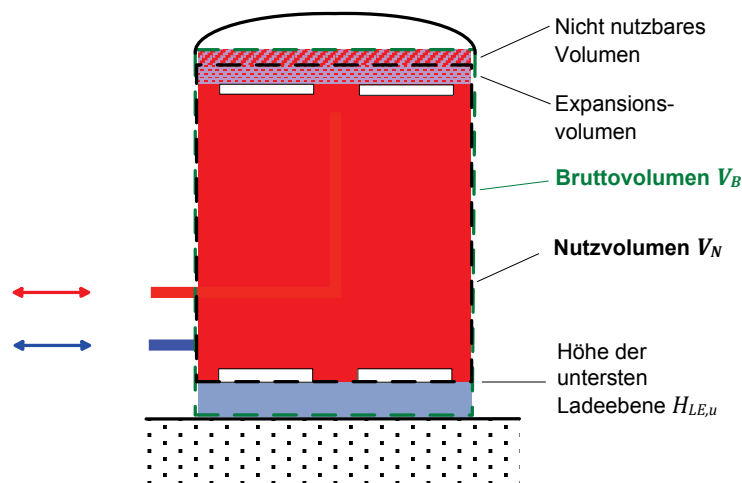


Abbildung 1: Darstellung und Unterscheidung von Brutto- und Nutzvolumen am Beispiel eines atmosphärischen Wärmespeichers

Berechnungshilfen für verschiedene Bauformen sind in Anhang 2 zu finden.

3.4 Wasseräquivalent

Mit Hilfe des Wasseräquivalents werden im KWKG die Zuschlagsberechtigung (§ 22), Zuschlagszahlungen (§ 23) und die Zulassungsvoraussetzungen (§ 24) festgestellt bzw. unterteilt.

Nach § 2 Nr. 3 KWKG 2016 ist das Wasseräquivalent die Wärmekapazität eines Speichermediums, die der eines Kubikmeters Wassers im flüssigen Zustand bei Normaldruck entspricht.

Das Wasseräquivalent beschreibt das Wärmespeichervermögen eines Wärmespeichers mit Wasser als Speichermedium. Zur Vergleichbarkeit eines Wärmespeichers, der nicht Wasser als Speichermedium nutzt und bei dem kein Phasenwechsel auftritt, wird die Wärmekapazität des verwendeten Speichermediums mit der Wärmekapazität von Wasser verglichen (Formel 4) und somit seine Kapazität als Volumen V_W angegeben.

$$V_W = V_{Sp} \cdot \frac{(\rho \cdot c_v)_{Sp}}{(\rho \cdot c_v)_W} \quad \text{Formel 4}$$

Weiterhin kann ein Korrekturfaktor angesetzt werden, wenn durch die Spezifikation des Wärmespeichers im Nutzvolumen höhere Temperaturen zulässig sind als bei atmosphärischen Wasserspeichern, beispielsweise druckbehaftete Wasserspeicher.

Der Korrekturfaktor f ist wie folgt definiert:

$$f = \frac{\Delta t_{DS,ref}}{\Delta t_{AS,ref}} = \frac{t_{max,DS} - 50^\circ\text{C}}{98^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C}} = \frac{t_{max,DS} - 50^\circ\text{C}}{48\text{K}} \quad \text{Formel 5}$$

Der Korrekturfaktor findet ausschließlich bei Speichern Anwendung, deren Maximaltemperatur mehr als 98°C beträgt. Der Korrekturfaktor kann nur Werte größer 1 annehmen. Als Referenz gilt die Temperaturspreizung eines „idealen“ atmosphärischen Speichers mit 98°C Maximal- und 50°C Minimaltemperatur. Dem entgegengesetzt wird die theoretische Temperaturspreizung des betreffenden Speichers, berechnet mit der Maximaltemperatur des Speichers und einer Minimaltemperatur von 50°C.

4 Berechnung des mittleren flächenbezogenen Wärmeverluststroms von Wärmespeichern

4.1 Daten zur Berechnung

Voraussetzung für die Bestimmung der Wärmeverlustströme ist die Kenntnis der folgenden konstruktiv bedingten Daten:

- Brutto- und Nutzvolumen V_B, V_N
- Außendurchmesser D_a
- Höhe des zylindrischen Mantels H_Z
- Radius der Kugelkalotte r_K
- konstruktiver Aufbau von Boden, Mantel und Deckel (Material und Wanddicke δ)
- Angaben zu den Wärmeleitfähigkeiten λ_i der verwendeten Materialien (Herstellerangaben)

Für Berechnungen, die während der Planungsphase durchgeführt werden, können Richtwerte aus Anhang 3 (Quelle [2] bzw. Herstellerangaben) verwendet werden.

4.2 Berechnungsablauf

4.2.1 Mittlerer flächenbezogener Wärmeverluststrom

Da die Außenflächen der Speicher, d. h. Boden, Deckel und Wand, unterschiedliche Wärmeverlustströme aufweisen, ist ein flächengemittelter Wärmeverluststrom nachzuweisen. Das setzt voraus, dass gemäß Abschnitt 4.2.2 für alle wärmeübertragenden Flächen A_k die jeweiligen spezifischen Wärmeverlustströme $\dot{q}_{V,k}$ zu ermitteln sind und der spezifische, auf die Behälteroberfläche bezogene Wärmeverluststrom nach Formel 6 zu berechnen ist:

$$\dot{q}_V = \frac{\sum_k A_k \cdot \dot{q}_{V,k}}{A_{ges}} \quad \text{Formel 6}$$

Die Gesamtoberfläche A_{ges} ist aus der Summe der Einzelflächen A_k zu ermitteln. Die (Einzel-)Flächen sind dabei mit den jeweiligen Außendurchmessern zu berechnen.

4.2.2 Berechnung der Wärmeverluste

Die Kenntnis des konstruktiven Aufbaus aller Behälterwände ist für die Ermittlung des spezifischen Wärmeverluststroms eine unabdingbare Voraussetzung. Da der Wärmeleitwiderstand der Isolation den gesamten Wärmedurchgang am Deckel und den senkrechten Wänden zu mehr als 90 % bestimmt, kann in vielen Fällen auf die Berücksichtigung der anderen den Wärmedurchgang beeinflussenden Komponenten verzichtet werden.

Die Berechnung für den Nachweis der Wärmeverluste erfolgt zweckmäßig im stationären Zustand. Wegen der im Allgemeinen gegenüber der Isolierstärke großen Durchmesser der Wärmespeicher kann das Modell "ebene Wand" verwendet werden.

Für die Berechnung des Wärmedurchgangswiderstandes R ist von einem Temperaturverlauf an der Behälterwand wie in Abbildung 2 verallgemeinert dargestellt auszugehen.

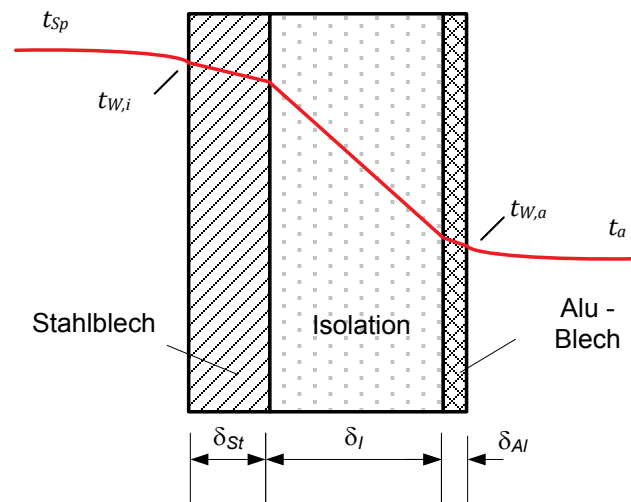


Abbildung 2: Verallgemeinerte Darstellung des Temperaturverlaufs durch die Speicherwand (t_{sp} – Temperatur des Speichermediums, t_a – Außentemperatur)

Der Wärmedurchgangswiderstand R für den im Abbildung 2 dargestellten Temperaturverlauf ist wie folgt zu berechnen:

$$R = \frac{1}{\alpha_i} + \sum_j \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_j + \frac{1}{\alpha_a} \quad \text{Formel 7}$$

mit: α_i - Wärmeübergangskoeffizient "Speichermedium – Innenwand"

α_a - Wärmeübergangskoeffizient "Außenwand – Luft"

λ_j - Wärmeleitkoeffizient der Schicht j

δ_j - Dicke der Schicht j

Der spezifische Wärmeverluststrom $\dot{q}_{V,k}$ der mehrschichtigen Behälterwand folgt dann aus:

$$\dot{q}_{V,k} = \frac{\Delta t_k}{R_k} = \frac{(t_{sp} - t_a)_k}{R_k} \quad \text{Formel 8}$$

mit dem Index k für die verschiedenen Behälterwände wie Deckel, Zylinderwand und Boden. Bei Wasserspeichern (ruhende Wasserflüssigkeit bzw. kondensierender Wasserdampf) beträgt der innere Wärmeübergangskoeffizient z.B. für ruhendes Wasser $\alpha_i \approx 300 \frac{W}{m^2K}$ und nimmt für kondensierenden Wasserdampf noch deutlich höhere Werte an, weshalb er praktisch vernachlässigbar ist. Damit reduziert sich der Wärmedurchgangswiderstand R (Wasser – Wand) nach Formel 7 auf:

$$R = \sum_j \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_j + \frac{1}{\alpha_a} \quad \text{Formel 9}$$

Bei Berechnung der Wärmedurchgangswiderstände darf im Sinne einer konservativen Betrachtungsweise davon ausgegangen werden, dass der Wärmeübergang zwischen Oberfläche und dem angrenzenden Medium Wasser oder Luft unendlich groß ist ($\alpha_a \rightarrow \infty$), so dass die Wärmedurchgangswiderstände rein durch Wärmeleitung definiert werden:

$$R = \sum_j \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_j \quad \text{Formel 10}$$

Berechnung der thermischen Verluste über die Bodenplatte

Bei den Wärmeverlusten über die Bodenplatte muss berücksichtigt werden, dass eine Erwärmung des Erdreiches in der Umgebung des Speichers auftritt. Dieses Phänomen muss bei der Berechnung der thermischen Verluste ebenfalls berücksichtigt werden. Dazu wird in Anlehnung an die DIN EN ISO 13370 das nachfolgende Vorgehen zur Berechnung des Wärmedurchgangswiderstandes dargestellt.

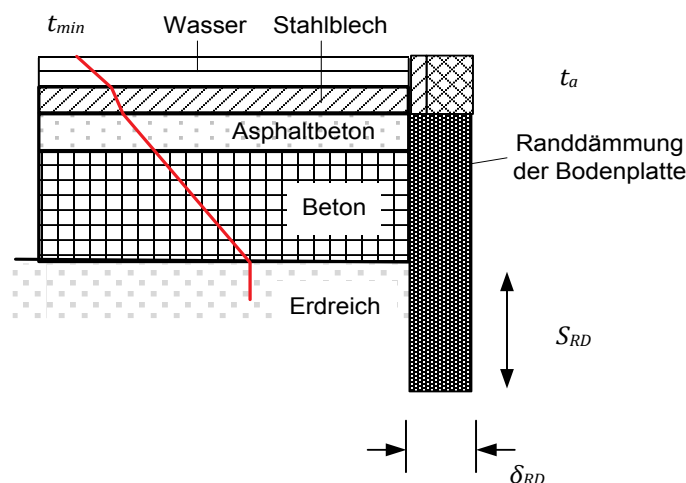


Abbildung 3: Verallgemeinerte Darstellung des Temperaturverlaufs durch die Bodenplatte (t_{min} – Minimaltemperatur des Speichers, t_a – Außentemperatur)

Abbildung 3 zeigt einen beispielhaften Aufbau einer Bodenplatte mit Randdämmung und einen dazugehörigen verallgemeinerten Temperaturverlauf durch die Bodenplatte.

Der Wärmedurchgangskoeffizient des Bodens U_B zur Außenluft, der dem Kehrwert des Wärmedurchgangswiderstandes R_B entspricht, wird gemäß Formel 11 berechnet. U_0 bezeichnet den Wärmedurchgangskoeffizienten der Bodenplatte ohne eine Randdämmung. Der zweite Term $\frac{2}{B'} \Psi$ beschreibt den Einfluss einer Randdämmung der Bodenplatte. Ist keine Randdämmung der Bodenplatte vorhanden, so entfällt dieser Term.

$$\frac{1}{R_B} = U_B = U_0 - \frac{2}{B'} \Psi \quad \text{Formel 11}$$

Dabei bezeichnet B' das charakteristische Bodenplattenmaß, welches nach Formel 12 berechnet wird. Wobei A_{BP} die Fläche und P_{BP} der Umfang der Bodenplatte ist.

$$B' = \frac{A_{BP}}{0,5 P_{BP}} \quad \text{Formel 12}$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient der Bodenplatte U_0 wird nach Formel 13 berechnet.

$$U_0 = \frac{2 \cdot \lambda_E}{\pi \cdot B' + \delta_w} \cdot \ln \left(\frac{\pi \cdot B'}{\delta_w} + 1 \right) \quad \text{Formel 13}$$

Die wirksame Gesamtdicke der Bodenplatte auf dem Erdreich δ_w wird nach Formel 14 mit der Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs λ_E und dem Wärmewiderstand der Bodenplattenkonstruktion R_{BP} ermittelt. Die Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs wird auf $\lambda_E = 2,0 \frac{W}{mK}$ festgelegt.

$$\delta_w = \lambda_E \cdot R_{BP} \quad \text{Formel 14}$$

Der Wärmedurchgangswiderstand der Bodenplatte R_{BP} wird anhand des Aufbaus der Bodenplattenkonstruktion gemäß Formel 10 ermittelt. Die mittlere Dämmschichttemperatur $t_{D,m}$ an der Bodenplatte beträgt t_{min} .

Der Einfluss der Randdämmung der Bodenplatte wird gemäß Formel 15 ermittelt.

$$\Psi = \frac{\lambda_E}{\pi} \left[\ln \left(\frac{2S_{RD}}{\delta_w} + 1 \right) - \ln \left(\frac{2S_{RD}}{\delta_w + \delta'} + 1 \right) \right] \quad \text{Formel 15}$$

S_{RD} entspricht hierbei der Tiefe der Randdämmung unterhalb der Erdreichoberkante.

δ' bezeichnet die zusätzliche wirksame Dicke, die sich aus der Randdämmung ergibt und die wie folgt definiert wird:

$$\delta' = R' \cdot \lambda_E \quad \text{Formel 16}$$

R' stellt dabei den durch die Randdämmung hervorgerufenen zusätzlichen Wärmedurchlasswiderstand dar. Dies bedeutet, die Differenz zwischen dem Wärmedurchlasswiderstand der Randdämmung und dem des Erdreichs, den sie ersetzt. Er berechnet sich nach Formel 17.

$$R' = R_{RD} - \frac{\delta_{RD}}{\lambda_E} \quad \text{Formel 17}$$

Mit R_{RD} als Wärmedurchgangswiderstand der Randdämmung (nach Formel 10) und δ_{RD} als Dicke der Randdämmung.

Berechnungsablauf

Zur praktischen Berechnung besteht nun die Aufgabe, für jede wärmeübertragende Fläche den Wärmedurchgangswiderstand R_k zu berechnen und die dazugehörige Temperaturdifferenz $\Delta t_k = (t_{sp} - t_a)_k$ zu ermitteln. Zur besseren Nachvollziehbarkeit wird der Berechnungsablauf in Anhang 1 exemplarisch dargestellt.

4.2.3 Druckbehaftete Speicher

Die in der Wärmeversorgung üblichen Verdrängungsspeicher, deren maximale Temperatur $t_{max} > 98\text{ °C}$ beträgt, werden als druckbehaftete Speicher bezeichnet. Verschiedene Ausführungen von druckbehafteten Speichern sind in Anhang 6 informativ aufgeführt.

Die Berechnung solcher druckbehafteter Speicher unterscheidet sich prinzipiell nicht von der o. a. Methodik für atmosphärische Speicher.

Informativ: Dabei ist für den gesamten Speicher die mittlere Speichertemperatur $t_{sp,m}$ zugrunde zu legen, sofern das Nutz- dem Bruttovolumen entspricht.

4.2.4 Zweizonenspeicher

Die Berechnungen der wärmeübertragenden Flächen sind analog 4.2.2 auszuführen.

4.2.5 Umnutzung bestehender Behälter, anderer Geometrien

Die konstruktiven Details, z. B. beim Umbau eines Öltanks, lassen keine prinzipiellen Unterschiede zu atmosphärischen Speichern erkennen, so dass nach Kenntnis der konstruktiven Daten und Eigenschaften der Behälterwände, wie bei atmosphärischen Speichern verfahren wird. Bei von der Zylinderform abweichenden Geometrien sind die entsprechenden Formeln zur Oberflächenberechnung zu verwenden.

Informativ: In luftgefüllten Ringspalten, wie z. B. in umgebauten Öltanks, tritt freie Konvektion auf. Der Wärmeübergangskoeffizient im Spalt kann nach [2], Wärmeübergang in Ringspalten (Wärmetransport von innen nach außen) berechnet werden.

5 Berechnung des mittleren flächenbezogenen Wärmeeintragsstroms in Kältespeichern

Kältespeicher (Verdrängungsspeicher ohne Phasenwechsel) sind grundsätzlich analog zu Wärmespeichern zu behandeln. Somit ist auch der analoge Berechnungsweg, wie in Abschnitt 4 dargestellt, zu verwenden. Jedoch muss beachtet werden, dass sich bei Kältespeichern physikalisch betrachtet ein thermischer Verlust als Wärmeeintrag in den Kältespeicher darstellt und somit der Verlustwärmestrom ein negatives Vorzeichen annimmt. Wichtig ist, dass bei Kältespeichern andere Temperaturen - vor allem Referenztemperaturen - angenommen werden müssen.

Die mittlere Außenlufttemperatur bei Kältespeichern im Sommerbetrieb ist gemäß Tabelle 1 auf 18,1 °C festgelegt. Die Speichertemperaturen sind analog Abschnitt 3.2 für Wärmespeicher zu berechnen.

Die Maximaltemperatur t_{max} des Speichermediums beschreibt die höchste Temperatur des Speichermediums unter Auslegungsbedingungen des Betriebs. Einheit in [°C].

Die Minimaltemperatur t_{min} des Speichermediums beschreibt die niedrigste Temperatur des Speichermediums unter Auslegungsbedingungen des Betriebs. Einheit in [°C].

Die arithmetische Mitteltemperatur $t_{sp,m}$ des Speichermediums wird aus Formel 1 berechnet.

Die mittlere Dämmschichttemperatur $t_{D,m}$ berechnet sich aus Formel 2.

Die jahreszeitlichen Temperaturschwankungen der Außenluft erreichen die Bodenplatte durch die Wirkung des Erdreichs gedämpft und zeitverzögert, daher werden die Wärmeeinträge aus dem Erdreich mit der jahresmittleren Außenlufttemperatur in Anlehnung an DIN EN ISO 13370 berechnet.

6 Nomenklatur

Formelzeichen (griechisch)	Beschreibung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	$\frac{W}{m^2 K}$
δ	Schichtdicke	m
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\frac{W}{m K}$
ν	Kinematische Viskosität	$\frac{m^2}{s}$
Ψ	längenbezogener Wärmedurchgangskoeffizient der Bodenplattenranddämmung	$\frac{W}{m K}$
ρ	Dichte	$\frac{kg}{m^3}$
φ	Geometrieverhältnis bei Trapezflächen	-
Formelzeichen (lateinisch, klein)		
a	Koeffizient für Stoffdatenberechnung und geometrischer Wert bei Trapezflächen	fallspezifisch
b	Koeffizient für Stoffdatenberechnung und geometrischer Wert bei Trapezflächen	fallspezifisch
c	geometrischer Wert bei Trapezflächen	fallspezifisch
c	Spezifische Wärmekapazität	$\frac{J}{kg K}$
f	Korrekturfaktor und Funktion in Abhängigkeit einer Größe	-
g	Gravitationskonstante	$\frac{m}{s^2}$
h	Höhe	m
l	Charakteristische Länge	m
$\dot{q}$	Flächenbezogener Wärmestrom	$\frac{W}{m^2}$
r	Radius	m
t	Temperatur	°C
w	Charakteristische Geschwindigkeit	$\frac{m}{s}$

Formelzeichen (lateinisch, groß)		
<i>A</i>	Fläche	m ²
<i>B'</i>	charakteristisches Bodenplattenmaß	m
<i>D</i>	Durchmesser	m
<i>H</i>	Höhe	m
<i>P</i>	Umfang	m
<i>R</i>	Wärmewiderstand	$\frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$
<i>S</i>	Tiefe der Randdämmung unterhalb der Erdreichkante	m
<i>U</i>	Wärmedurchgangskoeffizient	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$
<i>V</i>	Volumen	m ³
Indizes (lateinisch, klein)		
<i>a</i>	Außen	
<i>äq</i>	Äquivalent	
<i>ges</i>	Gesamt	
<i>i</i>	Innen	
<i>i</i>	Laufindex für verschiedene Materialien	
<i>j</i>	Laufindex für verschiedene Wandaufbauschichten	
<i>k</i>	Laufindex für verschiedene Flächen	
<i>m</i>	Mittelwert	
<i>max</i>	Maximalwert	
<i>min</i>	Minimalwert	
<i>o</i>	Oben	
<i>ref</i>	Referenzwert	
<i>u</i>	Unten	
<i>w</i>	wirksam	

Indizes (lateinisch, groß)		
Al	Aluminium	
AS	atmosphärischer (druckloser) Speicher	
B	Boden	
B	Brutto	
BP	Bodenplatte	
D	Deckel	
D	Dämmschicht	
DS	Druckbehafteter Speicher	
E	Erdreich	
I	Isolation	
K	Kalotte	
Ku	Kugel	
L	Luft	
LE	Ladeebene	
M	Mantel	
N	Nutz	
R	Rechteck	
RD	Randdämmung	
S	Steg	
Sp	Speicher	
St	Stahl	
T	Trapez	
V	Verlust	
W	Wand	
W	Wasser	
WD	Wasserdampf	
Z	Zylinder	
Kennzahlen		
Nu	Nußelt-Zahl	
Pr	Prandtl-Zahl	
Ra	Rayleigh-Zahl	
Re	Reynolds-Zahl	

7 Literatur

- [1] Kretzschmar, H.-J.: Stoffwert – Bibliotheken des Fachgebietes Technische Thermodynamik. Hochschule Zittau/Görlitz
- [2] VDI – Wärmeatlas. VDI – Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, Springer-Verlag. 10. Auflage
- [3] Herwig, A., Rühling, K.: Kriterien zur Bewertung der Energieeffizienz von Wärmespeichern – Teil 2 Chancen einer neuen Messmethodik. EuroHeat&Power, 44. Jg. (2015), Heft 4
- [4] Ochs, F., Stumpp, H. Mangold, D., Heidemann, W., Müller-Steinhagen, H.: Bestimmung der feuchte- und temperaturabhängigen Wärmeleitfähigkeit von Dämmstoffen. OTTI, 14. Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz, 12.-14.05.2004

Anhang 1 Beispielrechnung des mittleren flächenbezogenen Wärmeverluststroms für einen drucklosen Großspeicher (atmosphärischer Speicher) (informativ)

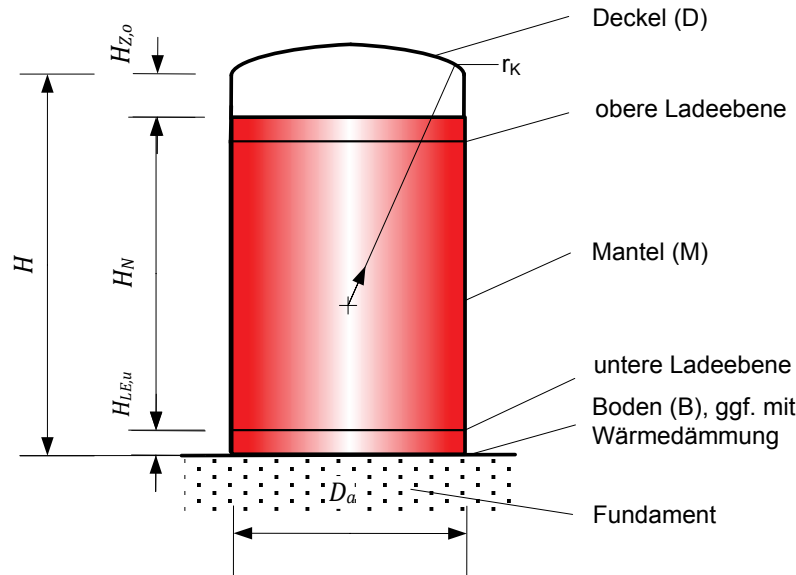


Abbildung 4: Querschnitt eines klassischen atmosphärischen Großwärmespeichers

Folgende für die Berechnung wichtigen Merkmale werden deutlich:

- Die atmosphärischen Speicher sind bis über die oberste Ladeeinheit mit Wasser gefüllt. Oberhalb der Wasseroberfläche befindet sich Wasserdampf mit einer Temperatur von $t_{WD} = 98\text{ °C}$ oder mehr, der als Barriere gegen das Eindringen von Luft dient.
- Im Nutzvolumen findet die Be- und Entladung des Speichers statt, d.h. die Temperaturen des Wassers nehmen Werte zwischen t_{max} und t_{min} an.
- Wissenschaftliche Untersuchungen zeigen, „[...] dass sich unterhalb der unteren Düse eine nicht an der Speicherung beteiligte Schicht befindet, deren Temperatur stets niedriger als die mittlere Rücklauftemperatur ist.“ [3]

Informativ: Daraus folgend kann eine dämmende Wirkung des Wassers unterhalb der untersten Ladeebene angenommen werden.

Auf Grund dieser Merkmale sind an einem Speicher, wie in Abbildung 4 gezeigt, für eine genaue Berechnung des mittleren flächenbezogenen Wärmeverluststroms fünf unterschiedliche wärmeübertragende Flächen zu unterscheiden, wie in Abbildung 5 dargestellt:

- Kalottenförmiger Deckel mit Wärmedurchgang vom kondensierenden Wasserdampf der Temperatur t_{WD} zur Außenluft mit der mittleren Temperatur $t_{a,m}$
- Mantel (vertikale Zylinderfläche) des nicht nutzbaren Volumens oberhalb des Nutzvolumens mit Wärmedurchgang vom kondensierenden Wasserdampf der Temperatur t_{WD} bzw. vom flüssigen Wasser der Temperatur t_{max} zur Außenluft mit der mittleren Temperatur $t_{a,m}$
- Mantel (vertikale Zylinderfläche) des Nutzvolumens mit Wärmedurchgang vom Wasser der arithmetischen Mitteltemperatur $t_{sp,m}$ zur Außenluft mit der mittleren Temperatur $t_{a,m}$

- Mantel (vertikale Zylinderfläche) des nicht nutzbaren Volumens unterhalb des Nutzvolumens mit Wärmedurchgang von ruhendem Wasser $t = t_{min}$ zur Außenluft mit der mittleren Temperatur $t_{a,m}$
- Kreisförmige Bodenplatte mit Wärmedurchgang von ruhendem Wasser $t = t_{min}$ zur Außenluft mit der mittleren Temperatur $t_{a,m}$ gemäß der gesonderten Betrachtung der Bodenplatte angelehnt an DIN EN ISO 13370

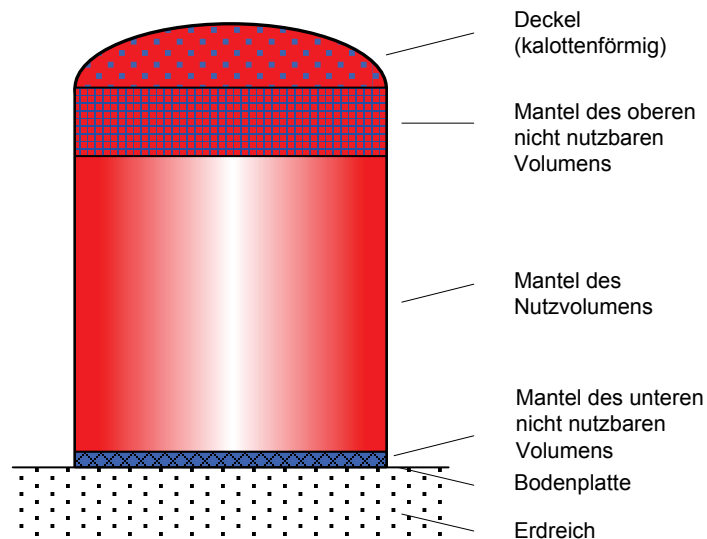


Abbildung 5: Darstellung der wärmeübertragenden Flächen eines Speichers

Bei Kenntnis des konstruktiven Aufbaus der wärmeübertragenden Teile eines Speichers sind die Berechnungen der spezifischen Wärmeverlustströme möglich, sobald für den Bereich des Nutzvolumens eine praxisnahe Mitteltemperatur bekannt ist.

Berechnungsbeispiel für einen drucklosen Großspeicher

Für einen Speicher sind folgende Daten vorgegeben:

Temperaturen: $t_{max} = 98 \text{ °C}$; $t_{min} = 55 \text{ °C}$; $t_{a,m} = 9,5 \text{ °C}$

Geometrische Abmessungen: $H = 42 \text{ m}$; (ohne Kalotte); $D_i = 32 \text{ m}$;

$$r_{Ki} = 1,5 \cdot D_i = 48 \text{ m}$$

$H_{LE,u} = 0,5 \text{ m}$ Höhe der untersten Ladeeinheit

$H_N = 37,3 \text{ m}$ Höhe des Nutzvolumens

$$D_a = D_i + 2 \cdot \sum \delta = 32,5 \text{ m}$$

Bruttovolumen: $V_B = 33778 \text{ m}^3$

Nutzvolumen: $V_N = 29998 \text{ m}^3$

Außenhülle: Alu-Blech, wegen $\lambda \approx 200 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ vernachlässigbar

Randdämmung der Bodenplatte: $S_{RD} = 1 \text{ m}$ Tiefe der Randdämmung unter der Erdreichkante

Konstruktiver Aufbau der Behälterwände

	Material	Schichtdicke $\delta \text{ [mm]}$	Wärmeleitfähigkeit bei $t_{D,m}$ $\lambda \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$
Deckel	PVC-Folie	1,2	0,17
	Mineralwolle	280	0,048 ⁵ ($t_{D,m} = 53,75 \text{ °C}$)
	Stahlblech	10	48
Mantel	Mineralwolle	Nicht nutzbares Volumen oberhalb des Nutzvolumens: 250	0,048 ($t_{D,m} = 53,75 \text{ °C}$)
		Nutzvolumen: 250	0,046 ($t_{D,m} = 43 \text{ °C}$)
		Nicht nutzbares Volumen unterhalb des Nutzvolumens: 220	0,043 ($t_{D,m} = 32,25 \text{ °C}$)
	Stahlblech	20	48
Boden	Stahlblech	10	48
	Asphaltbeton	50	1,4
	Betonfundament	1.200	1,4
	Wasserschicht	500	0,64
Randdämmung Bodenplatte	extrudiertes Polystyrol	240	0,05 ($t_{D,m} = 55 \text{ °C}$)

Tabelle 2: Konstruktiver Aufbau der Behälterwände eines kreiszylindrischen, drucklosen Großspeichers

⁵ Die temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit ist für die jeweilige wärmeübertragende Fläche separat auszurechnen

Temperaturen in den wärmeübertragenden Bereichen

- Deckel und Zylinder oberhalb des Nutzvolumen
 $t_D = t_{Zo} = t_{max} = 98 \text{ °C}$
- Nutzvolumen
 $t_{Sp,m} = (t_{max} + t_{min})/2 = 76,5 \text{ °C}$
- Bodenbereich unterhalb des Nutzvolumens
 $t_B = t_{min} = 55 \text{ °C}$

Darstellung der Berechnung der Wärmeverluste über die Bodenplatte

Bodenplatte

- $B' = \frac{A_{BP}}{0,5 P_{BP}} = \frac{804,25 \text{ m}^2}{0,5 \cdot 100,48 \text{ m}} = 16 \text{ m}$
- $R_{BP} = 1,67 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$
- $\delta_w = \lambda_E \cdot R_B = 2,0 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot 1,67 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} = 3,35 \text{ m}$
- $U_0 = \frac{2 \cdot \lambda_E}{\pi \cdot B' + \delta_w} \cdot \ln \left(\frac{\pi \cdot B'}{\delta_w} + 1 \right) = 0,207 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$

Randdämmung

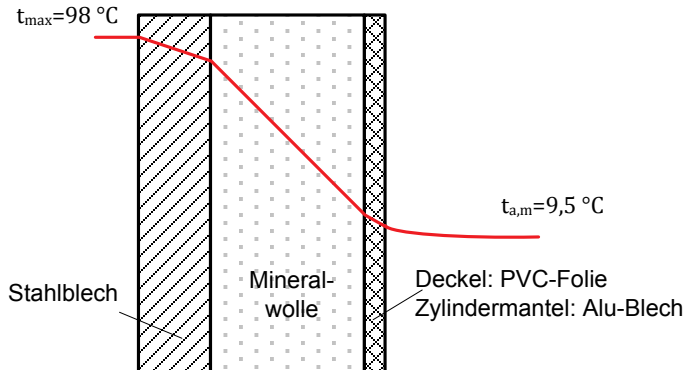
- Mit δ_{RD} aus Tabelle 2 und R_{RD} gemäß Formel 10:
 $R' = R_{RD} - \frac{\delta_{RD}}{\lambda_E} = 4,8 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} - \frac{0,24 \text{ m}}{2,0 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} = 4,68 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$
- $\delta' = R' \cdot \lambda_E = 4,68 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \cdot 2,0 \frac{\text{W}}{\text{mK}} = 9,36 \text{ m}$
- $\Psi = \frac{\lambda_E}{\pi} \left[\ln \left(\frac{2S_{RD}}{\delta_w} + 1 \right) - \ln \left(\frac{2S_{RD}}{\delta_w + \delta'} + 1 \right) \right] = \frac{1}{\pi} \cdot 2,0 \frac{\text{W}}{\text{mK}} [0,468 - 0,146] = 0,205 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Gesamtwiderstand der Bodenplatte mit Randdämmung

- $\frac{1}{R_B} = U_B = U_0 - \frac{2}{B'} \Psi = 0,207 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} - \frac{2}{16 \text{ m}} 0,205 \frac{\text{W}}{\text{mK}} = 0,181 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$
- $R_B = 5,52 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$

Temperaturverläufe

- Behälterwand - Deckel und Zylinder oberhalb des Nutzvolumens

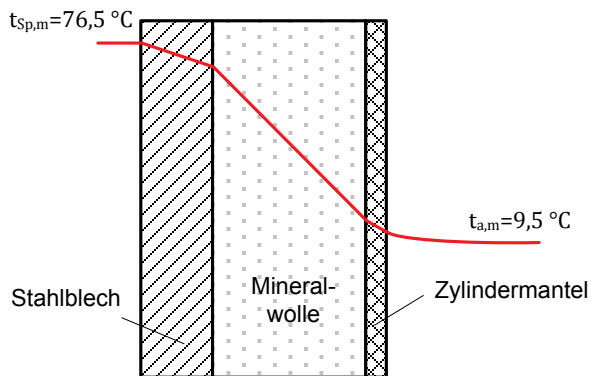


Temperaturdifferenz

$$\Delta t_D = t_{\max} - t_{a,m} = 88,5 \text{ K}$$

$$t_{D,m,D} = (t_{\max} + t_{a,m})/2 = 53,75 \text{ °C}$$

- Behälterwand des Nutzvolumens

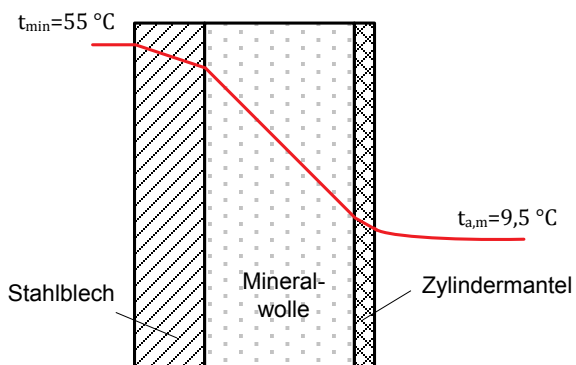


Temperaturdifferenz

$$\Delta t_N = t_{sp,m} - t_{a,m} = 67 \text{ K}$$

$$t_{D,m,N} = (t_{sp,m} + t_{a,m})/2 = 43 \text{ °C}$$

- Behälterwand – Zylinder unterhalb des Nutzvolumens

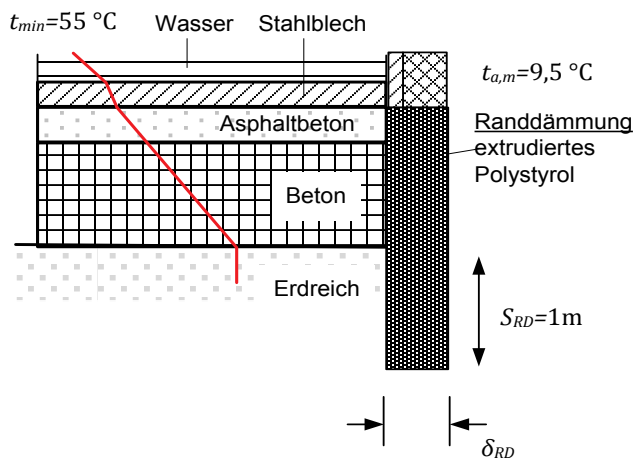


Temperaturdifferenz

$$\Delta t_u = t_{\min} - t_{a,m} = 45,5 \text{ K}$$

$$t_{D,m,u} = (t_{\min} + t_{a,m})/2 = 32,25 \text{ °C}$$

- Bodenplatte



Temperaturdifferenz

$$\Delta t_B = t_{min} - t_{a,m} = 45,5\text{ K}$$

Berechnung der spezifischen Wärmeverlustströme

Mittels Formel 10 und Formel 8 werden für die wärmeübertragenden Behälterwände zuerst die Wärmedurchgangswiderstände R und nachfolgend die spezifischen Wärmeverlustströme $\dot{q}_{V,k}$ berechnet. Für die Wärmeleitfähigkeit des Wassers bei 55 °C wurde nach Anhang 4 $\lambda_W = 0,64 \frac{W}{mK}$ verwendet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 3 dargestellt.

Behälterwand	$R \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$	$\dot{q}_{V,k} \left[\frac{W}{m^2} \right]$
Deckel	5,87	15,07
Mantel oberhalb des Nutzvolumens	5,24	16,90
Mantel des Nutzvolumens	5,48	12,22
Mantel unterhalb des Nutzvolumens	5,06	8,99
Bodenplatte	5,52	8,25

Tabelle 3: Spezifische Wärmeverlustströme an den Behälterwänden

Berechnung der Oberflächen

- Deckel A_D

$$A_D = 2 \cdot \pi \cdot r_{K,a} \cdot h_K = 856,7 \text{ m}^2 \quad \text{Formel 18}$$

$$\text{mit: } h_K = r_{K,a} - \sqrt{r_{K,a}^2 - \frac{D_a^2}{4}} = 2,8 \text{ m und } r_{K,a} = r_{K,i} + \sum \delta_D = 48,3 \text{ m}$$

- Zylinder oberhalb des Nutzvolumens $A_{Z,o}$

$$A_{Z,o} = \pi \cdot D_a \cdot H_{Z,o} = 429,4 \text{ m}^2 \quad \text{Formel 19}$$

$$\text{mit: } H_{Z,o} = H - H_N - H_{LE,u} = 4,2 \text{ m}$$

- Zylinder des Nutzvolumens $A_{Z,N}$

$$A_{Z,N} = \pi \cdot D_a \cdot H_N = 3.813,1 \text{ m}^2 \quad \text{Formel 20}$$

- Zylinder unterhalb des Nutzvolumens $A_{Z,u}$

$$A_{Z,u} = \pi \cdot D_a \cdot H_{LE,u} = 51,1 \text{ m}^2$$

Formel 21

- Bodenplatte A_B

$$A_B = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2 = 804,3 \text{ m}^2$$

Formel 22

Berechnung des spezifischen mittleren Wärmeverluststroms des Gesamtspeichers

Mit den spezifischen Wärmeverlustströmen (siehe Tabelle 3) und den berechneten Oberflächen ergibt sich nach Formel 5:

$$\dot{q}_V = \frac{\sum_k A_k \cdot \dot{q}_{V,k}}{A_{ges}} = 12,40 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Formel 23

Anhang 2 Berechnung geometrischer Kenngrößen (informativ)

Das Bruttovolumen V_B des Wärmespeichers ist das von den inneren Mantelflächen eingenommene Volumen.

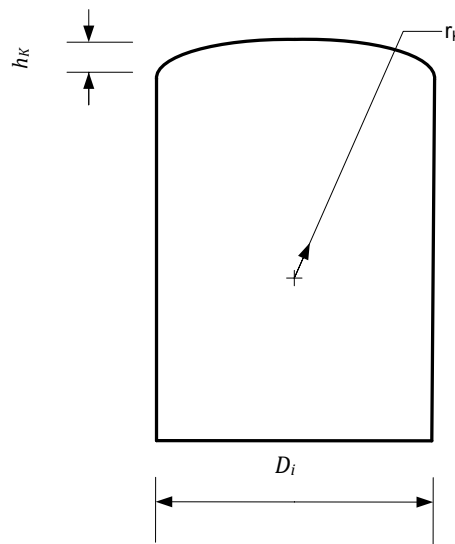
Die wichtigsten Ausführungen von Wärmespeicher sind:

- Zylinder mit ebenem Deckel und Boden mit dem Volumen des Zylinders:

$$V_{B,Z} = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2 \cdot H_i \quad \text{Formel 24}$$

mit: D_i - Innendurchmesser und H_i - innere Höhe

- Zylinder mit Kugelkalotte als Deckel und/oder Boden mit dem Volumen der Kugelkalotte:



$$V_{B,K} = \frac{\pi \cdot h_K^2}{3} \cdot (3 \cdot r_K - h_K) \quad \text{Formel 25}$$

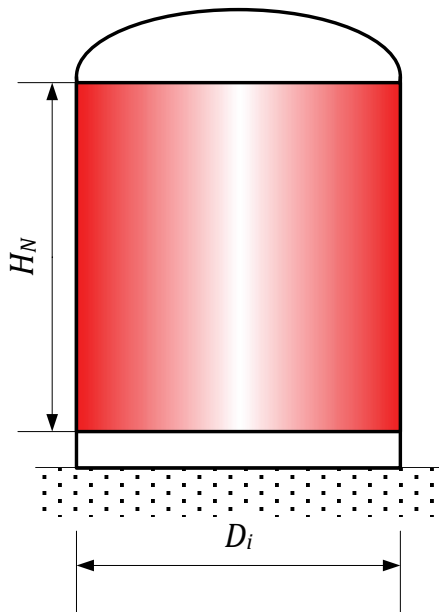
$$h_K = r_K - \sqrt{r_K^2 - \left(\frac{D_i}{2}\right)^2} \quad \text{Formel 26}$$

- Kugel

mit dem Volumen:

$$V_{B,Ku} = \frac{\pi}{6} \cdot D_i^3 \quad \text{Formel 27}$$

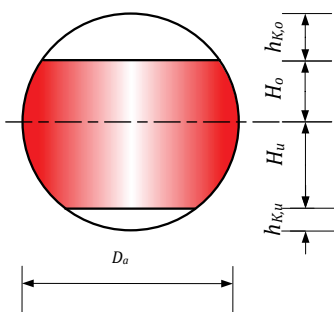
Bei der Realisierung in Reihe geschalteter Speicher (sogenannte Speicherstraßen) addieren sich die entsprechenden Volumina.



$$V_N = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2 \cdot H_N$$

Formel 28

Bei kugelförmigen Speichern ergibt sich das Nutzvolumen V_N aus der Differenz des Kugelvolumens und des Volumens der nicht an der Speicherung beteiligten Kugelkalotten.



$$V_N = \frac{\pi}{6} \left[D_i^3 - \left[3D_i(h_{K,o}^2 + h_{K,u}^2) - 2(h_{K,o}^3 + h_{K,u}^3) \right] \right]$$

Formel 29

mit: $h_{K,o} = \frac{D_i}{2} - H_o$

$$h_{K,u} = \frac{D_i}{2} - H_u$$

Anhang 3 Wärmeleitkoeffizienten λ ausgewählter Stoffe aus [2] (informativ)

Die aufgeführten Wärmeleitfähigkeiten dienen als Richtwerte für die Planung. Belastbare Werte hängen von der exakten Zusammensetzung des Baustoffes ab und bedürfen genauer Analysen bzw. Herstellerangaben. Die Werte für die Wärmeleitfähigkeit lassen sich von der bauausführenden Firma benennen.

	Stoffe	$\lambda \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$
Dämmstoffe	Mineralwolle	0,035 ... 0,05
	Neopor (Styropor)	0,030 ... 0,035
	Polyurethan Hartschaum	0,025 ... 0,04
	Polystyrol	0,05
	Schaumglas	0,045 ... 0,055
	Vakuumpaneele	0,004 ... 0,008
Baustoffe	Beton	
	- Stahlbeton	2,1 ... 2,4
	- Beton, normal	1,15 ... 2,0
	- Estrichbeton	1,4
	- Porenbeton	0,13 ... 0,31
	Naturstein	0,55 ... 3,5
	Granit	2,8
	Kalkstein	1,1 ... 2,3
	Kiesschüttung	0,7
	Asphaltbeton	1,4 ... 2,1
	PVC	0,17
Metalle	Stahl	
	- unlegiert	45 ... 53
	- niedrig legiert	40 ... 43
	- hoch legiert	15 ... 18
	Kupfer	380
	Aluminium	160

Anhang 4 Ausgewählte Stoffdaten (informativ)

Stoffdaten für feuchte Luft

Mit einem Mittelwert der relativen Luftfeuchte von 60% können im Temperaturbereich $-15\text{ °C} \leq t_L \leq 25\text{ °C}$ folgende Stoffwerte (SW) nach [2] approximiert werden:

$$SW = a + b \cdot t_L \quad \text{Formel 30}$$

Stoffwerte (SW)	a	ME	b	ME	mittlere Abw. [%]
Dichte ρ_L	1,276	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$-4,722 \cdot 10^{-3}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3\text{K}}$	0,12
Kinem. Zähigkeit ν_L	$1,35 \cdot 10^{-5}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$8,93 \cdot 10^{-8}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{sK}}$	0,09
Wärmeleitfähigkeit λ_L	$2,432 \cdot 10^{-2}$	$\frac{\text{W}}{\text{mK}}$	$7,279 \cdot 10^{-5}$	$\frac{\text{W}}{\text{mK}^2}$	0,08

Wärmeleitfähigkeit von Wasser

Im Temperaturbereich: $20\text{ °C} \leq t_W \leq 200\text{ °C}$ lässt sich der Wärmeleitfähigkeitskoeffizient der Wasserflüssigkeit mit einer mittleren Abweichung von 0,17% im Vergleich zu [1] ermitteln:

$$\lambda_W = 0,5705 + 1,684 \cdot 10^{-3} \cdot t_W - 6,139 \cdot 10^{-6} \cdot t_W^2 \quad \text{Formel 31}$$

mit: λ_W in $\frac{\text{W}}{\text{mK}}$; t_W in $^{\circ}\text{C}$

Anhang 5 Bestimmung des Wärmedurchgangswiderstandes an Trapezflächen (informativ)

Häufig werden Trapezbleche als äußere Oberfläche von Großwärmespeichern verwendet. Abbildung 6 zeigt den prinzipiellen Aufbau solcher Bleche.

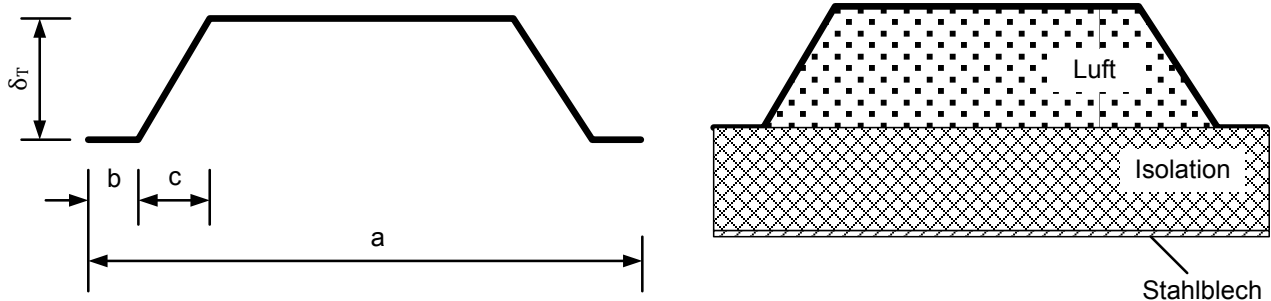


Abbildung 6: Prinzipieller Aufbau von Trapezblechen

Das Trapezteil kann mit Isoliermaterial ausgefüllt sein oder wie es häufig der Fall ist mit Luft, um die Isolierschicht zu belüften und gegebenenfalls Kondensat abzuleiten. Da das Trapezblech nach oben abgedeckt ist, damit bei Regen keine Feuchtigkeit mit der Isolation in Berührung kommt, kann unter dem Trapez reine Wärmeleitung in ruhender Luft angenommen werden.

Für eine angenäherte Berechnung wird das Trapez in ein Rechteck mit der Breite b_R umgewandelt (siehe Abbildung 7) mit folgenden Abmessungen:

- Halbe Stegbreite: $b_S = b + \frac{1}{2}c$
- Breite des Rechtecks: $b_R = a - 2 b_S$

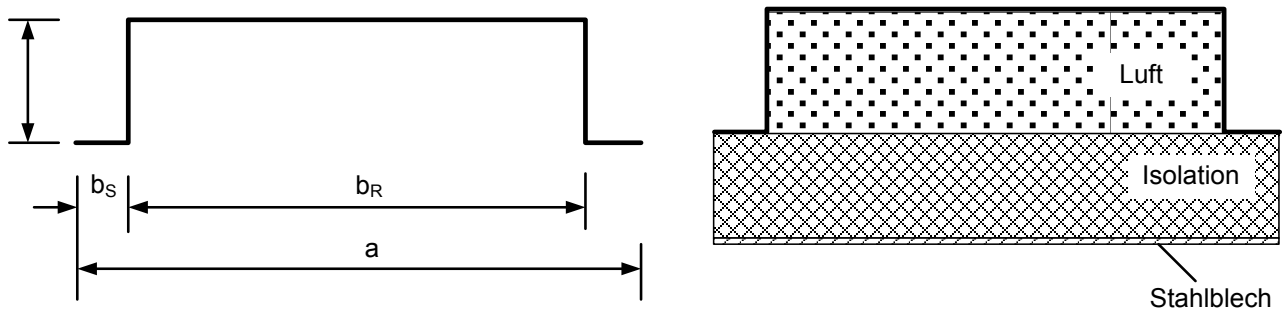


Abbildung 7: Querschnitt eines auf Rechteckform vereinfachten Trapezbleches

Damit handelt es sich um eine Parallelschaltung zweier Widerstände, dem Wärmeleitwiderstand vom Speicher bis zur äußeren Fläche des Steges R_S bzw. zur äußeren Fläche des Rechtecks R_R .

Bei Annahme gleicher Wandaußentemperaturen kann der äquivalente Wärmeleitwiderstand der gesamten Fläche ermittelt werden:

$$\frac{1}{R_{\text{äq}}} = \frac{\varphi_S}{R_S} + \frac{(1 - \varphi_S)}{R_R}$$

Formel 32

Ein Beispiel mit den nachstehenden Daten soll die Vorgehensweise verdeutlichen.

- Speicheraußenwand

Stahlblechwand ($\delta_{st} = 10 \text{ mm}$; $\lambda_{st} = 48 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$)

Mineralwolle - Isolation ($\delta_I = 400 \text{ mm}$; $\lambda_I = 0,038 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$;))

Luft (aus Anhang 4 $\lambda_L = 0,025 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$)

- geometrische Abmessungen des Trapezblechs

$$a = 180 \text{ mm}; b = 20 \text{ mm}; c = 20 \text{ mm}; \delta_T = 40 \text{ mm}$$

- geometrische Abmessungen des in ein Rechteck gewandelten "Trapez"

$$b_S = b + \frac{1}{2} c = 30 \text{ mm}, \text{ Breite des Rechtecks: } b_R = a - 2 b_S = 120 \text{ mm}$$

Mit diesen Daten lässt sich φ_S ermitteln: $\varphi_S = \frac{2b_S}{a} = \frac{1}{3}$.

Der Wärmedurchgangswiderstand vom Speicher zur Außenfläche des Stegs R_S beträgt damit:

$$R_S = \sum \frac{\delta}{\lambda} = \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_{st} + \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_I = 10,53 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \quad \text{Formel 33}$$

und der Wärmedurchgangswiderstand vom Speicher zur Außenfläche des Rechtecks R_R :

$$R_R = \sum \frac{\delta}{\lambda} = \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_{st} + \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_I + \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_L = 12,13 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \quad \text{Formel 34}$$

Der äquivalente Wärmedurchgangswiderstand $R_{\text{äq}}$ für Steg und "Trapez" beträgt dann mit Gleichung Formel 32:

$$R_{\text{äq}} = 11,54 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

Anhang 6 Verschiedene Ausführungen von Druckspeichern (informativ)

Speicherstraße

Bis in die 80er Jahre wurden sogenannte Speicherstraßen errichtet, die aus in Reihe geschalteten Einzelspeichern (siehe Abbildung 8) mit Volumina von je 150 ... 250 m³ bestehen. Die Durchmesser/Höhen – Verhältnisse betragen ca. 1:6, um möglichst kleine Mischzonen zu realisieren.

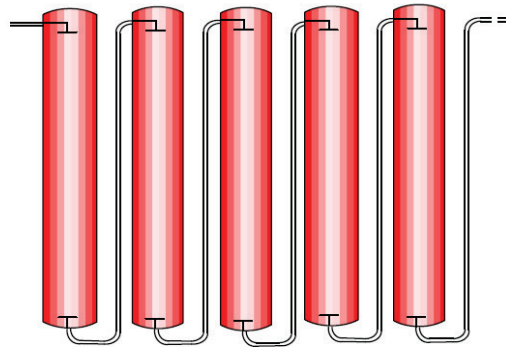


Abbildung 8: Druckspeicherstraße - links Speicheranlage "eins Energie in Sachsen GmbH & Co.KG - Stadtwerke Chemnitz" - rechts schematische Darstellung

Wegen der notwendigen Einbindung der Rohrleitungen sind die einzelnen Speicher mit einem Ringfundament bodenfrei aufgestellt und somit auch im Bodenbereich entsprechend zu isolieren.

Großbehälter

Eine mögliche Entwicklungsrichtung ist mit der Inbetriebnahme des Druckspeichers der Stadtwerke Wien (siehe Abbildung 9) vorgezeichnet, der über zwei stehende Behälter mit großen Volumina besteht.



Anordnung zwei paralleler Speicher

- Deckel und Boden (Kugelkalotte)
- Höhe: 45 m
- Durchmesser: ca. 13 m
- Nutzvolumen: je 5.500 m³
- $t_{max} \approx 150\text{ °C}$
- Druck: 6 bar

Abbildung 9: Druckspeicher der Wien Energie AG

Anhang 7 Berücksichtigung von Windeinfluss (informativ)

Bei der Vorgehensweise zur Berechnung des Wärmeverlustes wurde jeglicher Umströmungseinfluss an der Behälteraußenseite vernachlässigt und konservativ der Wärmeübergangskoeffizient an der Außenhülle zu $\alpha_a \rightarrow \infty$ angenommen. In Grenzfällen kann man den Einfluss des Windes mit in die Berechnung einbeziehen. Im Folgenden ist die dazugehörige Vorgehensweise vorgestellt.

Berechnungsgrundlage hierzu sind die sogenannten Nußelt-Beziehungen. Mit Hilfe dieser Beziehungen ist es möglich den Wärmeübergang auf ein Fluid zu bestimmen. Die Ansätze dazu beruhen auf der Ähnlichkeitstheorie, die den Wärmeübergang komplexer Geometrien analog zu einfachen Modellgeometrien abbildet.

Der Zusammenhang zwischen Nußelt-Zahl und Wärmeübergangskoeffizient ist durch

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad \text{Formel 35}$$

definiert.

Die benötigten Nußelt-Beziehungen für das vorliegende Problem der Wärmespeicherverlustberechnung sind in Anhang 8 dargestellt. Zusätzlich zu diesen Beziehungen sind zusätzliche Stoffwerte von Luft notwendig, die in Anhang 4 zur Verfügung gestellt sind.

Analog zur mittleren Außentemperatur $t_{a,m}$, die gemäß DIN V 18599:10:2011-12 auf den Referenzort Potsdam festgesetzt wird, setzen wir die mittlere Windgeschwindigkeit auf $w_m = 2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ fest.

Die Betrachtung im Folgenden bezieht sich auf den atmosphärischen Wärmespeicher wie in Anhang 1 beschrieben mit den geometrischen Kenndaten:

Geometrische Abmessungen:

$$H = 42 \text{ m; (ohne Kalotte); } D_i = 32 \text{ m;}$$

$$r_{K,i} = 1,5 \cdot D_i$$

$$D_a = D_i + 2 \cdot \sum \delta = 32,5 \text{ m}$$

Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten

- Deckel

Annahme: längsüberströmte Kreisscheibe

Die Berechnung erfolgt mit Hilfe der Nußelt-Zahl aus Anhang 8.

Mit der charakteristischen Länge $l = \frac{D_a}{4} = 8,13 \text{ m}$ und einer mittleren Außenlufttemperatur $t_{a,m} = 9,5 \text{ °C}$ folgen aus Anhang 4: $\nu_L = 1,43 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ und $\lambda_L = 0,025 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$

Die Reynolds-Zahl berechnet sich zu $Re = \frac{w_m \cdot l}{\nu_L} = 1,42 \cdot 10^6$. Die Nußelt-Zahl wird mit Anhang 8 zu $Nu = 2,494 \cdot 10^3$ berechnet.

Der Wärmeübergangskoeffizient am Deckel wird aus Formel 35 zu $\alpha_D = 7,67 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$.

- Mantel

Annahme: umströmter Zylinder

Die Berechnung erfolgt mit Hilfe der Nußelt-Zahl aus Anhang 8.

Mit: $l = \pi \cdot \frac{D_a}{2} = 51,1 \text{ m}$, $Re = 8,9 \cdot 10^6$ und $Nu = 1,08 \cdot 10^4$ ergibt sich ein Wärmeübergangskoeffizient am Mantel $\alpha_M = 5,27 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$.

Korrektur der Wärmedurchgangswiderstände

Mit den ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten am Deckel und Mantel werden gemäß Formel 9 $R = \sum_j \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_j + \frac{1}{\alpha_a}$ die Wärmedurchgangswiderstände korrigiert und die spezifischen Wärmeverlustströme neu berechnet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4 dargestellt.

Behälterwand	$R \left[\frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \right]$	$\dot{q}_{V,k} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$
Deckel	6,00	14,75
Mantel oberhalb des Nutzvolumens	5,43	16,31
Mantel des Nutzvolumens	5,67	11,81
Mantel unterhalb des Nutzvolumens	5,25	8,66
Bodenplatte	5,52	8,25

Tabelle 4: Spezifische Wärmeverlustströme an den Behälterwänden unter Berücksichtigung des realen Wärmeübergangs an der Behälteraußenwand

Korrektur des spezifischen mittleren Wärmeverluststroms des Gesamtspeichers

Mit den so korrigierten spezifischen Wärmeverlustströmen ergibt sich für den spezifischen mittleren Wärmeverluststroms des Gesamtspeichers:

$$\dot{q}_V = \frac{\sum_k A_k \cdot \dot{q}_{V,k}}{A_{ges}} = 12,05 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Obwohl der Einfluss des äußeren Wärmeübergangs je nach mittlerer Geschwindigkeit relativ gering sein kann, ist seine Berücksichtigung insbesondere dann zu empfehlen, wenn der vorgeschriebene Grenzwert des Wärmeverluststroms nur wenig überschritten wird.

Anhang 8 Nußelt-Zahlen für den Wärmeübergang „Wand-Luft“ (informativ)

Erzwungene Konvektion

Umströmter Zylinder (z. B. Mantelfläche des Speichers)

- Charakteristische Länge $l = \pi \cdot \frac{D_a}{2}$
- Reynoldszahl $Re = \frac{w \cdot l}{\nu_L}$
- Kinematische Zähigkeit ν_L aus Anhang 4

Im Bereich $10^5 \leq Re \leq 10^7$ kann die Nußelt – Gleichung mit einem maximalen Fehler von $< 0,1\%$ im Vergleich zur exakten Berechnung approximiert werden:

$$Nu = 7,63 + 0,706 \cdot Re^{0,4} + 0,0287 \cdot Re^{0,8} - 3,198 \cdot 10^{-7} \cdot Re^{1,2} \quad \text{Formel 36}$$

Strömung längs einer horizontalen Fläche (z.B. Deckel eines Speichers)

- Charakteristische Länge $l = \frac{D_a}{4}$
- Reynoldszahl $Re = \frac{w \cdot l}{\nu_L}$
- Kinematische Zähigkeit ν_L aus Anhang 4

Im Bereich $10^5 \leq Re \leq 10^7$ kann die Nußelt–Gleichung mit einem maximalen Fehler von $< 0,41\%$ im Vergleich zur exakten Berechnung approximiert werden:

$$Nu = 16,2 + 0,03 \cdot Re^{0,8} + 3,57 \cdot 10^{-9} Re^{1,6} - 3,78 \cdot 10^{-15} \cdot Re^{2,4} \quad \text{Formel 37}$$

Freie Konvektion (für in geschlossenen Innenräumen aufgestellte thermische Speicher)

Thermische Speicher, die in einem geschlossenen Innenraum aufgestellt sind, sind keiner erzwungenen Konvektion beispielsweise durch Wind ausgesetzt. Der Wärmeübergang zur Umgebung ist aber durch freie Konvektion beeinflusst. Die dazugehörigen Berechnungsformeln sind im folgenden Kapitel aufgeführt.

Freie Konvektion an senkrechten Flächen (z. B. Mantel eines Speichers)

- charakteristische Länge: $l = H$
- kinematischen Zähigkeit ν_L aus Anhang 4

Eine etwas einfachere Berechnung ergibt sich, wenn alle stoffdatenabhängigen Werte zusammengefasst werden und eine Approximation durchgeführt wird:

$$Nu = (0,825 + 0,387 \cdot Ra^* \cdot y^{\frac{1}{6}})^2 \quad \text{Formel 38}$$

$$\text{mit: } Ra^* = \left[\left(\frac{g \cdot Pr}{\nu_L^2} \right) \cdot f_1(Pr) \right]^{\frac{1}{6}}$$

und: $y = l^3 \cdot \frac{\Delta t}{t_{a,m}}$ (diese Hilfsgröße gilt für alle Arten der freien Konvektion)

wobei die „Stoffvariable“ Ra^* mit einem mittleren Fehler von 0,001% wie folgt zu bestimmen ist:

$$Ra^* = 48,7 - 0,1079 \cdot t_m + 3,932 \cdot 10^{-4} \cdot t_m^2 \quad \text{Formel 39}$$

mit: Ra^* in $m^{-0,5}$, wenn t_m in $^{\circ}C$; $t_m = (t_W + t_L)/2$

Freie Konvektion an horizontalen Flächen (z. B. Deckel eines Speichers)

- charakteristische Länge: $l = \pi \cdot \frac{D_a}{4}$
- kinematischen Zähigkeit ν_L aus Anhang 4

Wärmeverlust durch Wärmeübergang

In Analogie zu den vorstehenden Berechnungen werden die stoffdatenabhängigen Werte wieder in einer „Stoffdatenvariable“ Ra^{**} zusammengefasst.

$$Ra^{**} = \left[\left(\frac{g \cdot Pr}{\nu_L^2} \right) \cdot f_2(Pr) \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Formel 40}$$

und mit der nachfolgenden Funktion approximiert (mittlere Abweichung: 0,005%):

$$Ra^{**} = 2493,6 - 11,06 \cdot t_m + 5,101 \cdot 10^{-2} \cdot t_m^2 \quad \text{Formel 41}$$

mit: Ra^{**} in m^{-1} , wenn t_m in $^{\circ}C$; $t_m = (t_W + t_L)/2$

Damit kann die Nußelt-Zahl einfach ermittelt werden:

$$Nu = 0,15 \cdot Ra^{**} \cdot \gamma^{\frac{1}{3}} \quad \text{Formel 42}$$

Wärmezufuhr durch Wärmeübergang (bei Kältespeichern)

Im Prinzip wird wie bei der Ermittlung von Wärmeverlusten verfahren, lediglich die umgekehrte Richtung des Wärmestroms ist zu berücksichtigen. Die stoffdatenabhängigen Größen werden als „Stoffdatenvariable“ Ra^{***} zusammengefasst:

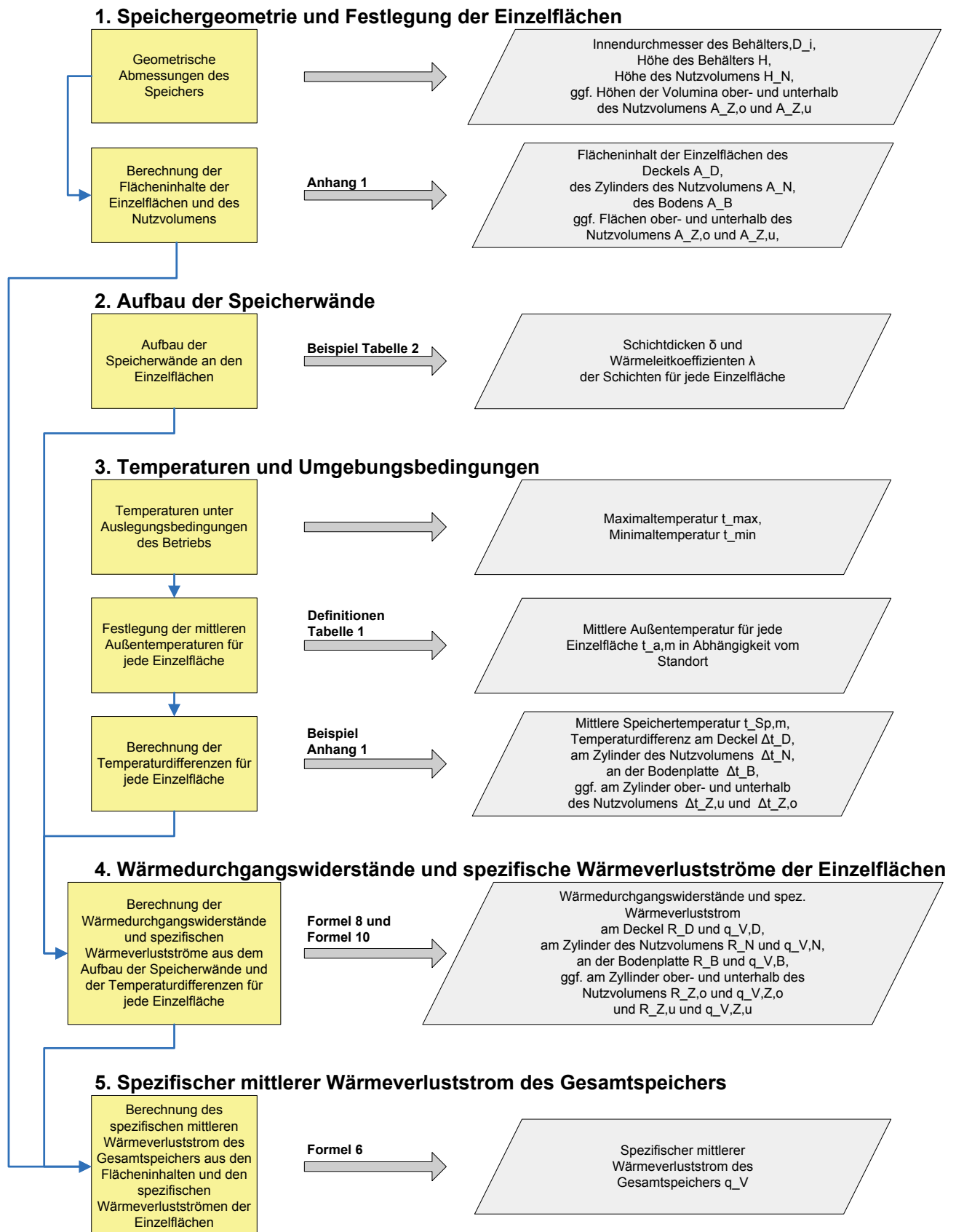
$$Ra^{***} = (Ra^*)^{\frac{6}{5}} = 105,93 - 0,2816 \cdot t_m + 1,083 \cdot 10^{-2} \cdot t_m^2 \quad \text{Formel 43}$$

mit: Ra^{***} in $m^{-0,6}$, wenn t_m in $^{\circ}C$; $t_m = (t_W + t_L)/2$

Damit berechnet sich die Nußelt-Zahl zu:

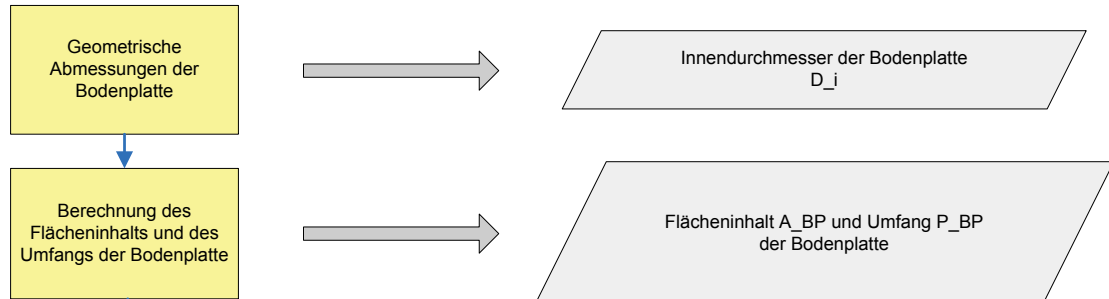
$$Nu = 0,6 \cdot Ra^{***} \cdot \gamma^{\frac{1}{5}} \quad \text{Formel 44}$$

Anhang 9 Ablaufschema zur Berechnung der thermischen Speicherverluste (informativ)

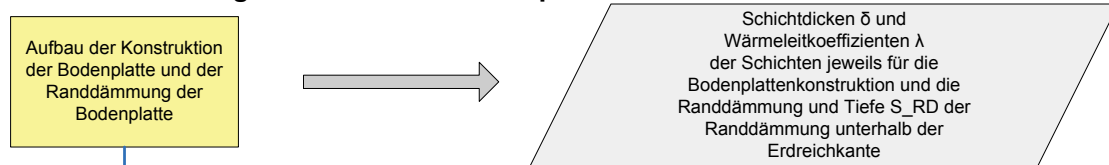


Anhang 10 Ablaufschema zur Berechnung des Einflusses der Bodenplatte mit Randdämmung (informativ)

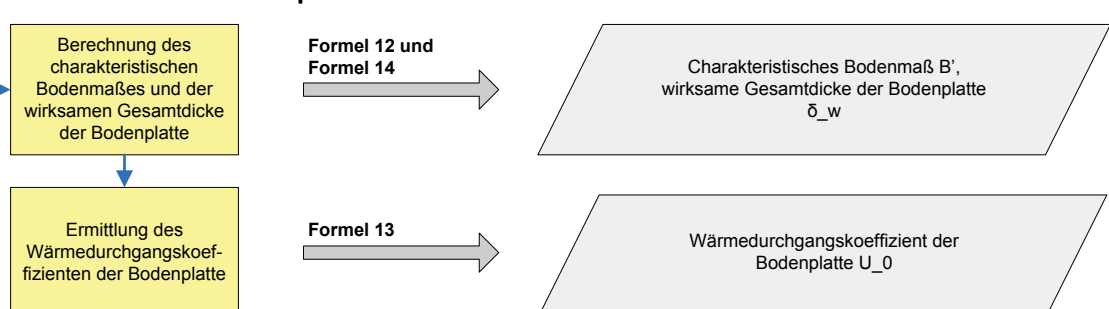
1. Bodenplattengeometrie



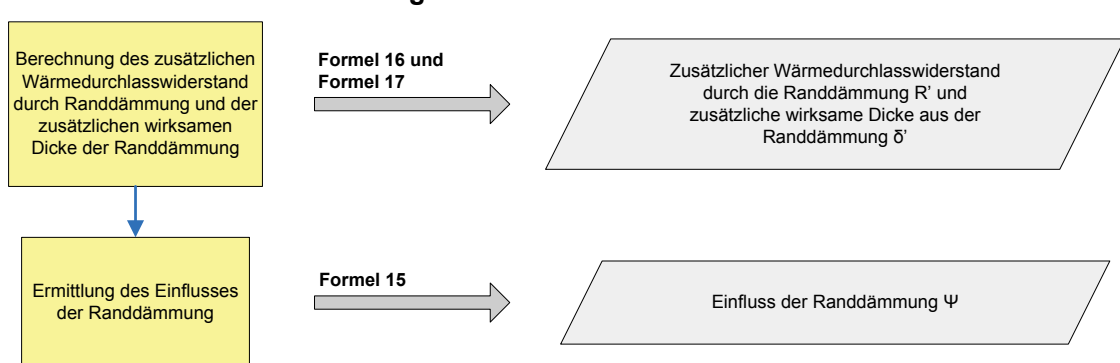
2. Aufbau und Eigenschaften der Bodenplatte



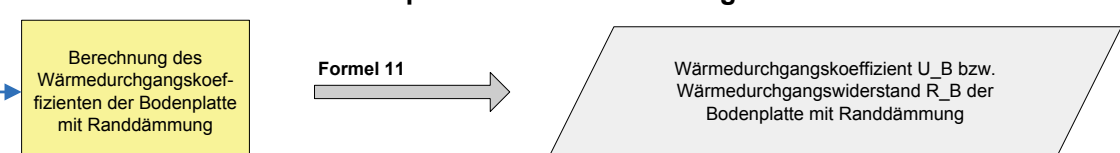
3. Einfluss der Bodenplatte



4. Einfluss der Randdämmung



4. Gesamteinfluss der Bodenplatte mit Randdämmung



Anhang 11 Beispielrechnung zum drucklosen Wärmespeicher aus Anhang 1 (informativ)

1. Speichergeometrie und Festlegung der Einzelflächen

Speicher

Innendurchmesser Speicher	D _i	m	32,00
Außendurchmesser Speicher	D _a	m	32,54
Speicherhöhe (ohne Kalotte)	H	m	42,00
Speichervolumen	V	m ³	33778,40
Höhe des Nutzvolumen	H _N	m	37,30
Höhe der unteren Ladeeinheit	H _{LE,u}	m	0,50
Nutzvolumen	V _N	m ³	29998,44

Geometrie der Kugelkalotte am Deckel

Kugelradius (1,5 * D _i)	r _{Ki}	m	48,00
Kugelradius inkl. Dämmschicht	r _{Ka}	m	48,29
Deckelüberhöhung	h _K	m	2,82

Berechnung der Flächeninhalte

Deckelfläche	A _D	m ²	856,66
Zylinder oberhalb des Nutzvolumens	A _{Z,o}	m ²	429,36
Zylinder Nutzvolumen	A _N	m ²	3813,08
Zylinder unterhalb des Nutzvolumens	A _{Z,u}	m ²	51,11
Bodenplatte	A _B	m ²	804,25

Gesamtfläche	A	m ²	5954,46
--------------	---	----------------	---------

2. Aufbau der Speicherwände

Deckel

	Schichtdicke δ / mm	Wärmeleitfähigkeit λ / W m ⁻¹ K ⁻¹
PVC - Folie	1,2	0,170
Mineralwolle	280	0,048
Stahlblech	10	48

Mantel

Mineralwolle oberhalb Nutzvolumen	250	0,048
Mineralwolle Nutzvolumen	250	0,046
Mineralwolle unterhalb Nutzvolumen	220	0,043
Stahlblech	20	48

Boden

Stahlblech	10	48
Asphaltbeton	50	1,4
Betonfundament	1200	1,4
Wasserschicht unterhalb der unteren Düse	500	0,640

3. Temperaturen und Umgebungsbedingungen

Auslegungstemperatur	t _{max}	°C	98
Mitteltemperatur an der unteren Düse	t _{min}	°C	55
Mittlere Speichertemperatur Nutzvolumen	t _{Sp,m}	°C	76,5
Δt Speicherwand Deckel	Δt_D	K	88,5
Δt Speicherwand Nutzvolumen	Δt_N	K	67,0
Δt Speicherwand unterhalb des Nutzvolumens	$\Delta t_{Z,u}$	K	45,5
Δt Speicherwand Bodenplatte	Δt_B	K	45,5

Mittlere Außentemperatur	t _{a,m}	°C	9,5
--------------------------	------------------	----	-----

Mittlere Dämmschichttemperatur Deckel	t _{D,m,D}	°C	53,75
Mittlere Dämmschichttemperatur Nutzvolumen	t _{D,m,N}	°C	43
Mittlere Dämmschichttemperatur unterhalb des Nutzvolumens	t _{D,m,Z,u}	°C	32,25

4. Wärmedurchgangswiderstände und spez. Wärmeverlustströme der Einzelflächen

	R / m ² K W ⁻¹	q _{V,k} / W/m ²
Deckel	R _D	5,87
Mantel oberhalb des Nutzvolumens	R _{Z,o}	5,24
Mantel des Nutzvolumens	R _N	5,48
Mantel unterhalb des Nutzvolumens	R _{Z,u}	5,06
Bodenplatte mit Randdämmung und Wasserschicht unterhalb der unteren Ladeeinheit	R _B	5,52

5. Spez. mittlerer Wärmeverluststrom des Gesamtspeichers

spezifischer mittlerer Wärmeverluststrom	q _V	W/m ²	12,40
--	----------------	------------------	-------

Wählbare Parameter

Ergebnisse aus gewählten Parametern

Anhang 12 Beispielrechnung zur Berücksichtigung der Bodenplatte zum drucklosen Speicher aus Anhang 1 (informativ)

1. Bodenplattengeometrie

Innendurchmesser Bodenplatte	D _i	m	32,00
Außendurchmesser mit Randdämmung	D _a	m	32,48
Fläche der Bodenplatte	A _{BP}	m ²	804,25
Umfang der Bodenplatte	P _{BP}	m	100,53

2. Aufbau und Eigenschaften der Bodenplatte

Erdreich

Wärmeleitfähigkeit Erdreich	λ _E	W m ⁻¹ K ⁻¹	2,00
-----------------------------	----------------	-----------------------------------	------

Bodenplatte

Schichtdicke δ / mm Wärmeleitfähigkeit λ / W m⁻¹ K⁻¹

Stahlblech		10	48
Asphaltbeton		50	1,4
Betonfundament		1200	1,4
Wasserschicht unterhalb der unteren Ladeebene		500	0,640
Wärmedurchgangswiderstand der Bodenplattenkonstruktion mit Wasserschicht unterhalb der unteren Ladeeinheit	R _{BP}	m ² K W ⁻¹	1,67

Randdämmung Bodenplatte

extrudiertes Polystyrol		240	0,05
Wärmedurchgangswiderstand der Randdämmungskonstruktion	R _{RD}	m ² K W ⁻¹	4,80

Tiefe der Randdämmung unterhalb der Erdreichkante	S _{RD}	m	1,00
---	-----------------	---	------

3. Einfluss der Bodenplatte

Charakteristisches Bodenmaß	B'	m	16
wirksame Gesamtdicke Bodenplatte	δ _w	m	3,35

Wärmedurchgangskoeffizient der Bodenplatte ohne Randdämmung	U ₀	W m ⁻² K ⁻¹	0,207
---	----------------	-----------------------------------	-------

4. Einfluss der Randdämmung

zusätzliche Wärmedurchlasswiderstand durch Randdämmung	R'	m ² K W ⁻¹	4,68
zusätzliche wirksame Dicke durch Randdämmung	δ'	m	9,36

Einfluss der Randdämmung	ψ	W m ⁻¹ K ⁻¹	0,205
--------------------------	---	-----------------------------------	-------

5. Gesamteinfluss der Bodenplatte mit Randdämmung

Gesamtdurchgangskoeffizient der Bodenplatte mit Randdämmung	U _B	W m ⁻² K ⁻¹	0,181
Gesamtwärmedurchgangswiderstand der Bodenplatte mit Randdämmung	R _B	m ² K W ⁻¹	5,52

Wählbare Parameter

Ergebnisse aus gewählten Parametern